

引用格式:常学思. 双面铣九辊矫直机齿轮轴折断故障的分析与研究[J]. 有色设备,2025,39(1):79-85.

CHANG Xuesi. Analysis and research on fracture failure of gear shaft of double-sided milling nine-roll straightener[J]. Non-ferrous Metallurgical Equipment,2025,39(1):79-85.

# 双面铣九辊矫直机齿轮轴折断故障的分析与研究

常学思

(中铝洛阳铜加工有限公司,河南 洛阳 471039)

[摘要] 针对双面铣机组九辊矫直机频繁出现的齿轮轴折断现象,本文系统分析了矫直机的工作机制,并对矫直辊的弯曲变形进行了深入且全面的探究。在此基础上,本文对矫直机的主要参数进行了严谨的选定与计算,并对工作辊的弯曲变形进行了严格的校核分析。通过综合研究,本文揭示了齿轮轴折断的根本原因,并提出了生产使用中应重点关注的事项。本研究旨在为生产人员提供操作指导,以保障生产设备的稳定运行和高效性能。

[关键词] 齿轮轴; 折断; 弯曲变形; 矫直; 矫直方案; 校核

[中图分类号] TG333.23

[文献标志码] A

[文章编号] 1003-8884(2025)01-0079-07

DOI:10.19611/j.cnki.cn11-2919/tg.2025.01.011

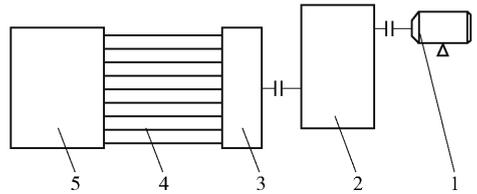
中铝洛阳铜加工有限公司板带厂双面铣机组在运行过程中,九辊矫直机齿轮箱内的齿轮轴发生了折断现象,影响了生产线的正常运转。为了彻底解决该设备故障,并为未来的生产提供指导,本研究从九辊矫直机的工作原理出发,对其相关参数进行了深入的计算和校核。通过分析,找到了齿轮轴折断的原因,并提出了相应的改进措施,以指导生产人员正确操作设备,避免类似故障的再次发生。

## 1 九辊矫直机简介

双面铣机组中的九辊矫直机主要由电动机、减速箱、齿轮箱、联接轴和矫直辊等核心部件组成,其结构示意图如图1所示。由于矫直机需要传递较大的扭矩,因此齿轮箱的齿轮尺寸较大。减速箱与齿轮箱之间通过减速分配器进行连接,齿轮箱的输出轴则通过联接轴分别与各个矫直工作辊相连。其中,矫直工作辊为主动辊,而齿轮箱的主要功能是将减速箱传递的扭矩均匀分配给各个矫直辊,确保矫直过程的顺利进行。

## 2 九辊矫直机工作原理

如图2所示,九辊矫直机的压下机构主要由压下电机、减速机、蜗轮减速器、压下丝杆、平衡弹簧、



1—电动机 2—减速箱 3—齿轮箱 4—联接轴 5—矫直辊

图1 矫直机组成示意

Fig.1 Schematic diagram of the straightener composition

固定螺母、上机架、下机架和工作辊等部件组成。压下电机通过蜗轮蜗杆减速器驱动两侧的压下丝杆,减速器中的蜗轮与压下丝杆连接,从而带动丝杆升降。通过固定螺母,压下丝杆的升降运动带动上机架升降,进而实现上排矫直辊的升降调整。平衡弹簧用于平衡上机架的重量,并确保上机架各部件之间无间隙,从而改善固定螺母的工作条件,并免除其对上机架的支撑。矫直机在入口端和出口端分别设置了一套独立的压下机构,可以分别调整入口和出口的压下量,以满足不同矫直需求<sup>[1-2]</sup>。

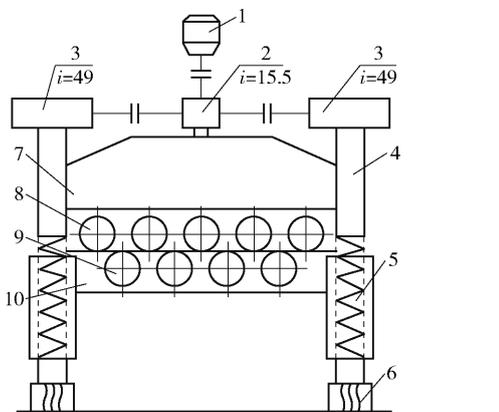
## 3 矫直过程

### 3.1 矫直概述

九辊矫直机采用上下辊交错排列,上排工作辊整体倾斜调整的矫直方式。如图3所示,上排工作

[收稿日期] 2024-09-29

[第一作者] 常学思(1970—),男,河南洛阳人,高级工程师,大学本科,主要从事设备管理工作。



1—压下电机 2—减速机 3—蜗轮减速器 4—压下丝杆 5—平衡弹簧 6—固定螺母 7—上机架 8,9—工作辊 10—下机架

图 2 矫直机压下机构示意

Fig. 2 Schematic diagram of the straightener pressing mechanism

辊安装在一个可倾斜的调整横梁上,通过调整横梁的倾斜角度,可以实现入口端工作辊压下量大、出口端工作辊压下量小的矫直效果。这种设计使得带材在通过矫直机时,弯曲变形逐渐减小,最终实现矫直目标。矫直机工作过程中,矫直辊对带材施加一定的压力,上排辊和下排辊的压力方向相反,使带材产生反复弯曲,从而消除原始曲率的不均匀度,最终将带材矫直。此外,矫直机的支承辊采用二段式交错布置,可以同时承受工作辊垂直方向和水平方向的弯曲,有效提高了矫直过程的稳定性<sup>[3-4]</sup>。

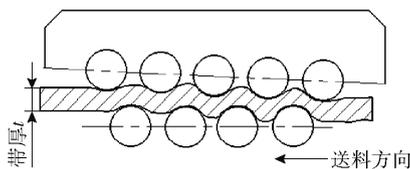


图 3 轧件弯曲变形示意

Fig. 3 Schematic diagram of roll piece bending deformation

### 3.2 矫直机的矫直方案

小变形量矫直方案如下:假设上排工作辊可以独立调整每个辊的压下量,通过逐步消除带材在前一辊上产生的最大残余曲率(即进入本辊时的最大原始曲率),最终实现带材的矫直。该方案的核心思想是控制每个辊对带材的弯曲程度,使其残余曲率逐渐减小,最终趋近于零。铜带通过第一辊时无变形,进入第二辊的原始曲率不变,仍为  $0 \sim \pm 1/r_0$ 。进入第二辊的原始曲率为  $0 \sim \pm 1/r_0$ ,对于  $+1/r_0$

(上凸部分)第一次受到弯曲,被反向弯曲到  $1/\rho_2$ ,  $+1/r_0$  弯曲部分被矫直,即曲率由  $+1/r_0$  变为零。对于下凹部分 ( $-1/r_0$ ),受到同向弯曲,弯曲变形很小,只有弹性变形,  $-1/r_0$  部分被同向弯曲到  $1/\rho_2$ ,卸载后又弹回到原始曲率  $-1/r_0$ 。带材原来平直部分进入第二辊后,也被弯曲到  $1/\rho_2$ ,当离开卸载弹复后产生残余曲率  $-1/r_2$ 。进入第三辊的原始曲率为  $0 \sim -1/r_0$ ,对于  $-1/r_0$  部分,被第三辊反弯到  $1/\rho_3$ ,  $-1/r_0$  弯曲部分被矫直,曲率  $-1/r_0$  变为零。原来被矫直部分又产生残余曲率  $1/r_3$ ,残余曲率范围变为  $+1/r_3 \sim 0$  ( $1/r_3 < 1/r_0$ )。依次类推,以后各辊调整为:  $1/\rho_i < 1/\rho_{i-1}$ ,使  $1/r_{i-1}$  变为零,残余曲率范围变为  $1/r_i \sim 0$  ( $1/r_i < 1/r_{i-1}$ )。直到  $1/\rho_{n-1}$ ,使  $1/r_{n-2}$  变为零,最终残余曲率为  $1/r_{n-1} \sim 0$ ,当  $n$  值足够大时,  $1/r_{n-1} \approx 0$ 。小变形量矫直方案残余曲率变化规律如图 4 所示<sup>[5-6]</sup>。

大变形量矫直方案与小变形量矫直方案的主要区别在于前几个辊的压下量。该方案在前几个辊上采用比小变形量矫直方案大得多的压下量,使带材产生更大的弯曲变形,从而快速缩小残余曲率范围。随后,辊逐渐减小压下量,采用小变形量矫直方案进行精细矫直,最终将带材矫直。

## 4 九辊矫直机的设计分析

该矫直机的主要技术参数及性能要求见表 1。

表 1 矫直机的参数与性能要求  
Table 1 Parameters and performance requirements of the straightening machine

技术参数	性能要求
材料	铜及铜合金热轧带卷
带材厚度/mm	8 ~ 15
带材宽度/mm	600 ~ 1 050
机列速度/(m·min <sup>-1</sup> )	0 ~ 15

### 4.1 矫直机基本参数的选择计算

#### 4.1.1 辊距 $t$ 的确定

最大允许辊距值  $t_{max}$  决定于矫正质量和咬入条件,最小允许辊距值  $t_{min}$  决定于接触应力或扭转强度条件。

#### 1) 最大辊距值 $t_{max}$ 的确定。

##### ① 矫正质量条件。

由《轧钢机械设计》中,公式(8 ~ 100)可得式

矫直过程		弯曲程度			残余曲率
辊子次序	压下程度	$+1/r_0$	0	$-1/r_0$	
第2辊	$-1/r_2$				$+1/r_0 \sim -1/r_0$
第3辊	$+1/r_3$				$0 \sim -1/r_0$
第4辊	$-1/r_4$				$+1/r_3 \sim 0$
第5辊	$+1/r_5$				$0 \sim -1/r_4$
第6辊	$-1/r_6$				$+1/r_5 \sim 0$
...	...				$0 \sim 1/r_i$

图4 残余曲率变化规律示意

Fig. 4 Schematic diagram of residual curvature variation law

(1)<sup>[7]</sup>。

$$t_{\max} = \frac{hE}{3\Psi\sigma_s} \quad (1)$$

式中: $E$ 为材料的弹性模量;由《轧钢机械设计》中表8-1<sup>[7]</sup>,取 $E = 1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ ;  $h$ 为带材的厚度, mm;  $\Psi = 0.9$ (中厚板)。

将参数代入(1),得出:

$$t_{\max} = \frac{hE}{3\Psi\sigma_s} = \frac{8 \times 1 \times 10^5}{3 \times 0.9 \times 250} = 1185 \text{ mm}。$$

②咬入条件。

由《轧钢机械设计》中,公式(8-107)可得式(2)<sup>[7]</sup>。

$$t_{\max} = 8r_0\mu_1 \quad (2)$$

式中: $r_0$ 为带材的原始曲率半径,取 $r_0 = 30h$ , mm;  $\mu_1$ 为带材与辊子间的滑动摩擦系数,  $\mu_1 = 0.2$ 。

将参数代入式(2),得 $t_{\max} = 8 \times 30 \times 8 \times 0.2 = 384 \text{ mm}$ 。

2)最小辊距 $t_{\min}$ 的确定:强度条件。

强度条件可分为辊颈扭转强度条件和连接轴强度条件。通常情况下,连接轴在扭转力矩的作用下比辊颈更容易发生扭转折断,因此,最小辊距 $t_{\min}$ 主要取决于连接轴的强度限制。故此,最小辊距的确定应基于连接轴强度条件进行计算。

由《轧钢机械设计》中,公式(8-123)可得式(3)<sup>[7]</sup>。

$$t_{\min} = 2.88h \sqrt[3]{\frac{b}{h}} \quad (3)$$

式中: $b$ 为带材的宽度,  $b = 1050 \text{ mm}$ ;  $h$ 为带材的厚度,  $h = 15 \text{ mm}$ 。

将参数代入式(3),得出:

$$t_{\min} = 2.88 \times 15 \times \sqrt[3]{\frac{1050}{15}} = 178 \text{ mm}。$$

综合矫正质量条件、咬入条件和连接轴强度条件的计算结果,并结合标准系列,最终确定矫直机的辊距 $t$ 为200 mm。对于原始曲率较大的带材,可通过调整送料辊的位置和压力,以满足咬入条件。

#### 4.1.2 辊径 $D$ 的确定

由《轧钢机械设计》中,公式(8-98)可得式(4)<sup>[7]</sup>。

$$D = \Psi t = 0.9 \times 200 = 180 \text{ mm} \quad (4)$$

式中: $D$ 为辊径, mm;  $\Psi$ 为0.9。

根据矫直机参数标准系列中的数据,取 $D = 190 \text{ mm}$ 。

#### 4.1.3 辊数 $n$ 及辊身长度的确定

辊数 $n$ 主要取决于被矫直件的厚度,矫直机辊数的选定一般可以由经验值参考选得。该九辊矫直机辊数选择的依据为《轧钢机械设计》表8-5,得: $n = 9$ <sup>[7]</sup>。

该矫直机需要矫直的最大宽度为1050 mm,辊

身长度的选择按《轧钢机械设计》表 8 - 6 (附表 略), 选得:  $L = 1\ 200\ \text{mm}$ 。

表 2 辊式矫直机的辊数选择

Table 2 Roller selection table for roller straightening machine

矫直机类型	辊式钢板矫直机			辊式型钢矫直机	
带材种类	钢板厚度/mm			中小型型钢	大型型钢
	0.25 ~ 1.5	1.5 ~ 6	>6		
辊数 $n$	19 ~ 29	11 ~ 17	7 ~ 9	11 ~ 13	7 ~ 9

#### 4.1.4 矫直速度 $v$ 的确定

矫直速度的大小要与所在机组的速度相一致。由《轧钢机械设计》表 8 - 7 选得<sup>[7]</sup>:  $v = 0 \sim 15\ \text{m/min}$ 。根据上述计算结果, 并与板带厂现有矫直机的参数进行对比分析, 可以得出结论: 现有矫直机可满足机列的工作要求。矫直速度的设定应与所在机组的生产速度相匹配, 以确保生产过程的连续性和稳定性。

#### 4.2 矫直机力能参数的计算

##### 4.2.1 矫直力计算

为了计算方便各辊下面带材的弯曲力矩可作以下简化, 如图 5 所示。

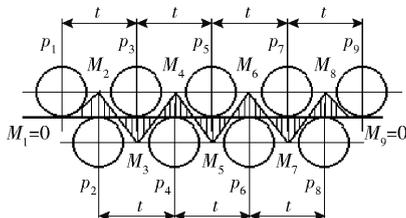


图 5 弯曲力矩示意

Fig. 5 Schematic diagram of bending moment

1) 第 2、3、4 辊子下面带材的弯曲力矩假设为纯塑性弯曲力矩  $M_s$ , 即  $M_2 = M_3 = M_4 = M_s = \sigma_s S$ 。

2) 出口端除最后第 9 辊以外的 3 个辊子下面带材的弯曲力矩可假设为纯弹性弯曲力矩  $M_w$ , 即:  $M_8 = M_7 = M_6 = M_w = \sigma_s W$ 。

3) 第 5 辊子下面带材的弯曲力矩等于上述 2 个弯曲力矩的平均值, 即式(5)。

$$M_5 = \frac{M_s + M_w}{2} = \frac{1}{2} \sigma_s (S + W) \quad (5)$$

作用在全部辊子上的压力总和, 可由《轧钢机械设计》公式(8 - 70)<sup>[7]</sup>, 得到式(6)。

$$\sum P = \frac{4}{t} (1 + m) (n - 2) M_s \quad (6)$$

$$m = \frac{M_w}{M_s} \quad (7)$$

$$M_s = \frac{bh^2}{4} \sigma_s \quad (8)$$

$$M_w = \frac{bh^2}{6} \sigma_s \quad (9)$$

式中:  $M_s$  为带材的塑性弯矩极限值;  $M_w$  为带材的弹性弯矩极限值。

由式(6) ~ (9), 代入数值得:  $\sum P = 3\ 460$  (kN)。

##### 4.2.2 工作辊弯曲变形的校核

工作辊的受力简图如图 6 所示, 作用于每根工作辊的压力  $P$  为式(10)。

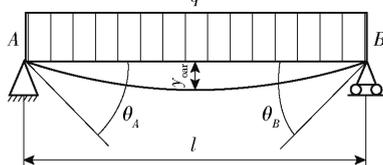


图 6 工作辊受力简图

Fig. 6 Simplified diagram of forces acting on the work roll

$$P = \frac{1}{9} \sum P_i = \frac{1}{9} \times 3\ 460 = 384\ (\text{kN}) \quad (10)$$

工作辊轴承跨距  $l = 1\ 450\ \text{mm}$ 。代入式(11), 得  $q$  值。

$$q = \frac{P}{l} = \frac{384}{1\ 450} = 265\ (\text{N/mm}) \quad (11)$$

由《轧钢机械》中表 13 - 3, 可得式(12) ~ (13)<sup>[8]</sup>。

$$\theta_A = -\theta_B = -\frac{ql^3}{24EI} \quad (12)$$

$$y_{\max} = -\frac{5ql^4}{384EI} \quad (13)$$

式中:  $E$  为辊子所用材料的弹性模量,  $E = 2 \times 10^5\ \text{N/mm}^2$ ;  $I$  为辊子横截面的惯性矩。

将数值代入得到:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3.14 \times 190^4}{64} = 6.4 \times 10^7 (\text{mm}^4);$$

$$\theta_A = -\theta_B = -\frac{265 \times 1450^3}{24 \times 2 \times 10^5 \times 6.4 \times 10^7} = -0.0026 (\text{rad});$$

$$y_{\max} = -\frac{5 \times 265 \times 1450^4}{384 \times 2 \times 10^5 \times 6.4 \times 10^7} = 1.19 \text{ mm}.$$

梁的许可挠度值 $[y]$ 与许可转角值 $[\theta]$ 为:

$$[y] = (0.0003 \sim 0.0005)l =$$

$$(0.0003 \sim 0.0005) \times 1450 = (0.435 \sim 0.725) \text{ mm};$$

$$[\theta] = (0.001 \sim 0.005) \text{ rad}.$$

经比较可知:轴的端面转角 $\theta_A$ 、 $\theta_B$ 在许可范围之内,而最大挠度 $y_{\max} > [y]$ 。因此,工作辊的弯曲强度及刚度不足,需要增加支承辊以弥补刚度不足问题。支承辊采用二段式,交错布置。支承辊直径 $D = 190 \text{ mm}$ (由标准系列选出)。

#### 4.2.3 作用在辊子上的总传动力矩 $M$ 的计算

由《轧钢机械设计》中,公式(8-78)可得式(14)<sup>[7]</sup>。

$$M = M_b + M_k + M_m \quad (14)$$

式中: $M_b$ 为带材弯曲变形所需力矩; $M_k$ 为克服带材与辊子间滚动摩擦所需力矩; $M_m$ 为克服辊子与轴承的摩擦及支承辊与工作辊间的滚动摩擦所需力矩。

##### 1) $M_b$ 的计算。

由《轧钢机械设计》中,公式(8-83)可得式(15)<sup>[7]</sup>。

$$M_b = \frac{D}{2} M_s \left[ \frac{1}{r_0} + K_n \frac{(n-2)\sigma_s}{hE} \right] \quad (15)$$

式中: $D$ 为矫直辊直径, $D = 190 \text{ mm}$ ; $M_s$ 为带材塑性弯矩极限值, $M_s = 14.8 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ; $K_n$ 为矫直方案系数,取 $K_n = 1.7$ ; $r_0$ 为带材最小原始曲率半径; $E$ 为带材的弹性模量, $E = 1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ 。

代入参数,可得出 $M_b = 17.88 (\text{kN} \cdot \text{m})$ 。

##### 2) $M_k$ 的计算。

由《轧钢机械设计》中,公式(8-85)可得式(16)<sup>[7]</sup>。

$$M_k = f \sum_{i=1}^n P_i \quad (16)$$

式中: $f$ 为带材与辊子之间滚动摩擦系数,取 $f = 0.2$ ; $\sum P$ 为作用在全部辊子上的压力总和, $\sum P = 3460 \text{ kN}$ 。

代入参数,得 $M_k = 0.2 \times 3460 \times 10^{-3} = 0.692$

( $\text{kN} \cdot \text{m}$ )。

##### 3) $M_m$ 的计算。

该矫直机具有支承辊,且交错布置,则 $M_m$ 由《轧钢机械设计》公式(8-89)可得式(17)<sup>[7]</sup>。

$$M_m = \left[ C \left( \mu_1 \frac{d_1}{2} + \frac{2f_1}{\cos \varphi} \right) + (1-C)\mu \frac{d}{2} \right] \sum_{i=1}^n P_i \quad (17)$$

式中: $C$ 为压力分配系数,视支撑方式和支承辊压下量而定,取 $C = 0.7$ ; $\mu$ 、 $\mu_1$ 为工作辊和支承辊轴承摩擦系数,滚动轴承,取 $\mu = \mu_1 = 0.005$ ; $d$ 、 $d_1$ 为工作辊和支承辊的辊颈直径, $d = 100 \text{ mm}$ , $d_1 = 80 \text{ mm}$ ; $f_1$ 为工作辊与支承辊间的滚动摩擦系数,取 $f_1 = 0.05 \text{ mm}$ ; $\varphi$ 为工作辊与支承辊之间接触角度。

根据工作辊与支承辊接触角度示意图,如图7所示。由三角形公式求得, $\cos \varphi = 0.85$ 。

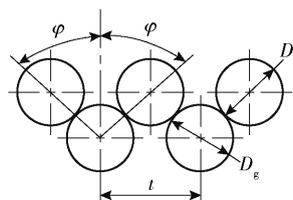


图7 工作辊与支承辊接触角度示意

Fig. 7 Schematic diagram of the contact angle between the working roll and the backup roll

代入参数,可得 $M_m = 1.03 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ; $M = M_b + M_k + M_m = 17.88 + 0.692 + 1.03 = 19.60 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 。

#### 4.2.4 矫直功率计算

由《轧钢机械设计》中,公式(8-77)可得式(18)。

$$N = M \frac{2V}{D\eta} \quad (18)$$

式中: $M$ 为作用在辊子上的总传动力矩; $V$ 为矫直速度, $V = 15 \text{ m/min} = 0.25 \text{ m/s}$ ; $D$ 为矫直辊直径, $D = 190 \text{ mm}$ ; $\eta$ 为传动效率,取 $\eta = 0.86$ 。

代入参数,可得 $N = 59.98 \text{ kW}$ ,取 $N = 60 \text{ kW}$ 。

#### 4.2.5 压下传动功率计算

由《工程力学》公式(4-8)<sup>[9]</sup>,可得出每个压下螺丝的传动电动机功率为 $N$ ,计算见式(19)。

$$N = \frac{Mn}{9550i\eta} \quad (19)$$

式中: $M$ 为压下螺丝的最大摩擦静力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$ ; $n$ 为电动机额定转速, $\text{r/min}$ ; $i$ 为传动系统总速比; $\eta$ 为

传动系统总的机械效率。

1)最大摩擦静力矩  $M$  的计算。由《工程力学》公式(4—3),可得式(20)<sup>[9]</sup>。

$$M = M_1 + P_1 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\rho \pm \alpha) \quad (20)$$

式中: $M_1$ 为止推轴承的阻力矩; $P_1$ 为作用在一个压下螺丝上的力; $d_2$ 为螺纹中径, $d_2 = 133 \text{ mm}$ ; $\rho$ 为螺纹上的摩擦角, $\rho = \arctg \mu_2$ ; $\mu_2$ 为螺纹接触面的摩擦系数一般取 $\mu_2 = 0.1$ ,得 $\rho = 5^\circ 40'$ ; $\alpha$ 为螺纹升角,压下时用正号,提升时用负号。

$\alpha$ 的计算见式(21)。

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{t}{\pi d_2} \quad (21)$$

式中: $t$ 为螺距, $t = 14 \text{ mm}$ ,得出 $\alpha = 1.9^\circ$ 。

①止推轴承的阻力矩  $M_1$  的计算。由《工程力学》中公式(4—5),可得式(22)<sup>[9]</sup>。

$$M_1 = \mu_1 P_1 \frac{d_p}{2} \quad (22)$$

式中: $\mu_1$ 为摩擦系数,对滚动止推轴承,取 $\mu_1 = 0.005$ ; $P_1$ 为作用在一个压下螺丝上的力; $d_p$ 为滚动轴承平均直径,取 $d_p = 150 \text{ mm}$ 。

代入参数,求得 $M_1 = 3.15 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。

②作用在一个压下螺丝上的力  $P_1$  的计算。由工程力学中公式(4—6),可得式(23)<sup>[9]</sup>。

$$P_1 = \frac{1}{4}(Q - G) \quad (23)$$

式中: $Q$ 为上部机架所受的弹簧平衡力; $G$ 为上机架的重量, $G = 30\,000 \text{ kg} = 3 \times 10^5 \text{ N}$ 。

由《机械设计手册》查得<sup>[10]</sup>,弹簧每圈的刚性系数 $k = 3\,659 \text{ N/mm}$ ,弹簧的自由长度 $L_1 = 2 \times 428 = 856 \text{ mm}$ ,弹簧的压缩长度 $L_2 = 605 \text{ mm}$ 。

$Q$ 的计算: $Q = 4k(L_1 - L_2) = 4 \times 3\,659(856 - 605) = 3.67 \times 10^6 \text{ N}$ 。

$P_1$ 的计算: $P_1 = \frac{1}{4} \times (3.67 \times 10^6 - 3 \times 10^5) = 8.42 \times 10^5 \text{ N}$ 。

将前文计算数值代入公式(20),得出 $M = 3.15 \times 10^5 + 8.42 \times 10^5 \times \frac{133}{2} \operatorname{tg}(5^\circ 40' + 1.9^\circ) = 7.76 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} = 7.76 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

2)电动机额定转速的确定。考虑到该矫直机的压下速度要求不高,所以选用 $n = 960 \text{ r/min}$ 。

3)传动系统总速比的确定。由图5可得: $i =$

$i_1 \times i_2 = 15.5 \times 49 = 759.5$ 。

4)传动系统的总机械效率。由《机械设计手册》查得<sup>[10]</sup>:蜗轮减速机的效率 $\eta_1 = 0.8$ ,联轴器 $\eta_2 = 0.99$ , $\eta = \eta_1 \times \eta_2^2 = 0.8 \times 0.99^2 = 0.78$ 。

每个压下螺丝的传动电机功率  $N$  为: $N = \frac{Mn}{9\,550i\eta} = \frac{7.76 \times 10^3 \times 960}{9\,550 \times 759.5 \times 0.78} = 1.32 \text{ kW}$ 。

两个压下螺丝共用一个电机,所以压下电动机的功率为: $N' = 2N = 2 \times 1.32 = 2.64 \text{ kW}$ ,取 $N' = 2.8 \text{ kW}$ 。

## 5 结语

经过前述分析,可明确带材在经过矫直辊后,其残余曲率呈现逐渐减小的趋势,直至经过第 $(n-1)$ 个辊后,残余曲率趋近于零。从矫直方案的角度深入剖析,采用大变形量矫直策略时,前几个辊的压下量显著增大。然而,该矫直机所采用的单支减速分配器在设计上存在不足。具体而言,当工作辊数量超过7时,单支减速分配器的使用可能导致齿轮箱内载荷分配不均,特别是受力最大的第3辊易出现过载现象,进而引发齿轮折断。

通过理论分析,查明齿轮轴折断的根本原因。为此,在后续生产过程中,必须确保矫直机压下量的调整与带材厚度相匹配,有效避免设备过载。工程技术人员现场指导生产操作,正确调整矫直机出入口辊的压下量,矫直辊工作中的受力状况得到很大改善,此后再没出现过轮齿轴折断现象,保障了生产设备稳定运行。

双面铣九辊矫直机轮齿轴折断看似一个偶发现象,计算分析表明,在设备的设计和选型过程中要充分考虑设备的工作状况,尤其是承载负荷大的重载设备,认真做好关键零部件的选型和力能参数计算校核,确保工装设备很好地服务于生产应用。

### [参考文献]

- [1] 王艳,赵连磊,崔西民,等.九辊矫直机矫直过程仿真分析及压下规程参数设计[J].塑性工程学报,2019,26(1):293-300.
- [2] 种洋.冶金机械矫直机的结构设计[J].冶金与材料,2024,44(10):7-9.
- [3] 郑明.矫直辊磨削外圆夹紧装置设计应用[J].机械研究与应用,2024,37(6):142-144.
- [4] 李宏伟,孙亚波,任玉成,等.辊式矫直机工艺参数预设控制模型研究[J].重型机械,2024(6):40-44.
- [5] 罗弘.矫直机配套电气系统的设计及现场调试[J].机械

管理开发,2024,39(12):209-210,213.

- [6] 宋佳. 浅析九辊矫直机换辊[J]. 冶金与材料,2024,44(2):127-129.  
[7] 王敏. 轧钢机械设计[M]. 北京:机械工业出版社,1984.

[8] 黄华清. 轧钢机械[M]. 北京:冶金工业出版社,1986.

- [9] 王喜新. 工程力学[M]. 长沙:中南工业大学出版社,1992.  
[10] 徐灏. 机械设计手册(第一卷)[M]. 北京:机械工业出版社,1991.

## Analysis and research on fracture failure of gear shaft of double-sided milling nine-roll straightener

CHANG Xuesi

(Chinalco Luoyang Copper Processing Co., Ltd., Luoyang 471039, China)

**Abstract:** In response to the frequent occurrence of gear shaft breakage in the nine-roll straightener of the double-sided milling machine set, this paper systematically analyzes the working mechanism of the straightener and conducts an in-depth and comprehensive investigation into the bending deformation of the straightening rolls. On this basis, the paper rigorously selects and calculates the main parameters of the straightener, and performs a strict check analysis on the bending deformation of the working rolls. Through comprehensive research, this paper reveals the root causes of gear shaft breakage and proposes key points that should be focused on during production and use. The aim of this study is to provide operational guidance for production personnel to ensure the stable operation and efficient performance of production equipment.

**Keywords:** gear shaft; Snap off; bending deformation; straightening; straightening scheme; proofread



(上接第 73 页)

## Design optimization and application of circular rail RGV for material handling processes

WANG Jian

(China ENFI Engineering Corporation, Beijing 100038, China)

**Abstract:** Addressing the prominent issues of low automation level, high labor intensity, and insufficient safety in the finished material transportation process of metal smelting enterprises, this paper designs and implements an innovative automated logistics system. The system integrates components such as a circular rail, Rail Guided Vehicle (RGV), chain conveyor, advanced scheduling system, and PLC control system, achieving efficient and automated transportation of finished metal materials. Practical application results demonstrate that the system significantly enhances transportation efficiency, effectively reduces labor costs, and markedly decreases production safety risks. Currently, this automated logistics system has been applied in the finished material production workshop of a certain company, providing practical experience and reference value for the automation upgrade and transformation of the metal smelting industry.

**Keywords:** automated logistics system; circular rail; RGV; chain conveyor; scheduling system; finished materials; PLC control; automated transportation

